

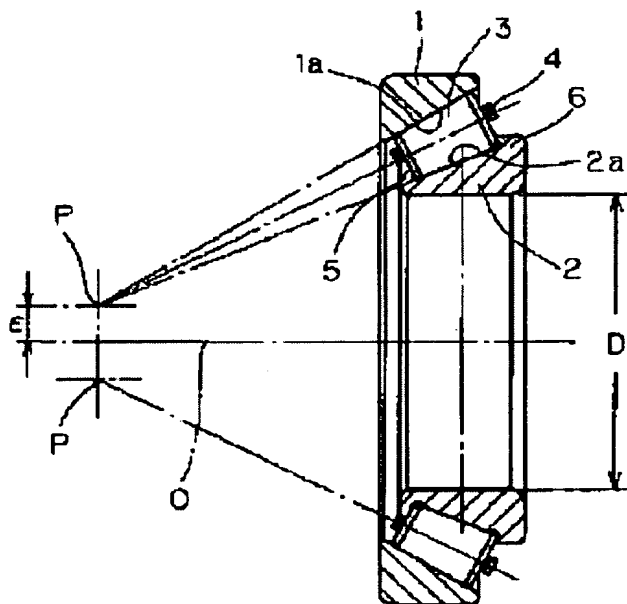
TAPERED ROLLER BEARING AND DIFFERENTIAL USING THIS

Patent number: JP2000192951
Publication date: 2000-07-11
Inventor: NIINA MASATOSHI
Applicant: NTN TOYO BEARING CO LTD
Classification:
- international: **F16C19/34; F16C33/36; F16C19/22; F16C33/30;** (IPC1-7): F16C19/34; F16C33/36
- european:
Application number: JP19980369391 19981225
Priority number(s): JP19980369391 19981225

Report a data error here

Abstract of JP2000192951

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce a friction loss by dislocating the cone center of an outside diameter surface of a tapered roller to the side close to the tapered roller to the axis of an inner ring, and limiting the ratio of dislocation quantity of the inner ring axis and the core center of the tapered roller to an inner ring inside diameter. **SOLUTION:** In a tapered roller 3 interposed between inner/outer rings 2, 1, the cone center P of an outside diameter surface is dislocated to the side close to the tapered roller 3 to the axis O of the inner ring 2. In dislocation quantity ϵ of the inner ring axis O and the cone center P, the ratio ϵ/D of the dislocation quantity ϵ to an inner ring inside diameter D is set in a range being $0 < \epsilon/D < 0.0025$. The tapered roller 3 has a property of trying to make one's own core center P coincide with the rotational center. Thus, when the cone center P is dislocated to the inner ring 2 side, the tapered roller 3 tries to move in the direction for entering the wedge narrow side to make one's own cone center P coincide with the inner ring axis O being the rotational center. The action reduces contact force between a roller end surface and an inner ring large collar 6 to reduce a friction loss by a slide.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-192951

(P2000-192951A)

(43)公開日 平成12年7月11日(2000.7.11)

(51)Int.Cl.⁷

F 1 6 C 19/34
33/36

識別記号

F I

F 1 6 C 19/34
33/36

テマコード*(参考)

3 J 1 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 6 頁)

(21)出願番号 特願平10-369391

(22)出願日 平成10年12月25日(1998. 12. 25)

(71)出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀 1 丁目 3 番17号

(72)発明者 新名 正敏

三重県桑名市大字東方字尾弓田3066 エヌ

ティエヌ株式会社内

(74)代理人 100086793

弁理士 野田 雅士 (外1名)

Fターム(参考) 3J101 AA16 AA25 AA32 AA42 AA54

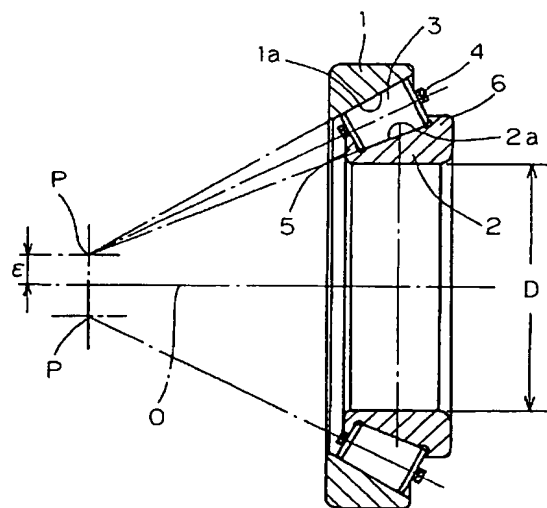
AA62 BA05 BA53 BA57 FA60
GA01

(54)【発明の名称】 円すいころ軸受およびこれを用いたデファレンシャル

(57)【要約】

【課題】 ころ端面と内輪大鋸間の滑り摩擦による摩擦損失を低減でき、油膜の出来にくい極低速・高荷重条件でトルクの低減が図れるものとする。

【解決手段】 円すいころ3の外径面のコーンセンタPを、内輪2の中心軸Oに対してその円すいころ3に近い方にずらせる。この内輪中心軸OとコーンセンタPとのずれ量 ϵ の内輪内径Dに対する比 ϵ/D を、 $0 < \epsilon/D < 0.0025$ とする。初期アキシヤル隙間は標準よりも小さくする。



1:外輪
1a:転走面
2:内輪
2a:転走面
3:円すいころ

5:内輪小鋸
6:内輪大鋸
O:内輪の中心軸
P:コーンセンタ
 ϵ :ずれ量

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内径面に円すい状の軌道面を有する外輪と、外径面に円すい状の軌道面を有し両端に鏝部を有する内輪と、これら内外輪の軌道面間に介在した円すいころとを備える円すいころ軸受において、前記円すいころの外径面のコーンセンタを、内輪の中心軸に対してその円すいころに近い方にずらせ、この内輪中心軸と前記円すいころのコーンセンタとのずれ量 ϵ の内輪内径 D に対する比 ϵ/D を、

$$0 < \epsilon/D < 0.0025$$

とした円すいころ軸受。

【請求項 2】 円すいころと内輪大鏝との、円すいころ軸方向の初期アキシャル隙間を、0.4mm よりも小さくした請求項 1 記載の円すいころ軸受。

【請求項 3】 ドライブピニオンの設けられたピニオン軸を円すいころ軸受で支持し、前記ドライブピニオンの回転を、このピニオンに噛み合うギヤから入力して両側のサイドギヤに伝達する自動車用デファレンシャルにおいて、前記ピニオン軸を支持する円すいころ軸受に、請求項 1 または請求項 2 記載の円すいころ軸受を用いた自動車用デファレンシャル。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、自動車用をはじめとする各種機器に用いられる円すいころ軸受、およびこれを用いた自動車用デファレンシャルに関する。

【0002】

【従来の技術】円すいころ軸受の基本的な設計は、図 9 に示すように、ころ 53 の外径面の持つコーンセンタ P と内輪 52 の中心軸 O を一致させるようになっている。この状態が理想的に実現されれば、ころ 53 は全く滑りを生じることなく純粋に転がることのできる。この場合、軸受に負荷が作用すると、ころ 53 は内輪 52 と外輪 51 の転走面の作り出すテーパ状のくさび面から力を受けるため、ころ大径側へ向かう分力が生じる。この力により、ころ 53 は内輪大鏝 56 に押し付けられ摩擦損失が生じる。また、上記の設計ではころ 53 の軸方向移動が遅いため、ころ 53 が正規の位置に落ち着くのに相応の軸受回転が必要となる。これを回避し、ころ 53 を積極的に内輪大鏝 56 側へ押し付けるために、意図的にころ 53 のコーンセンタ P を内輪中心軸 O に対して、ころ 53 より遠い方にずらすことが提案されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】円すいころ軸受の場合、消費トルクは主に 2 つが考えられる。一つはころ 53 と転走面間の転がり摩擦抵抗に起因するトルクである。これは転がり軸受である以上必ず生じるものであるが、最も小さいものは純転がりの状態であるから、上記標準設計が最も小さいと考えられ、滑りが大きくなるほど増加する。もう一つは、ころ 53 の端面と内輪大鏝 5

6 間の滑りによるトルクである。このエネルギー損失は二つの潤滑状態に分けて考えなければならない。液体潤滑状態と境界潤滑状態（混合潤滑状態）である。完全液体潤滑状態では、摩擦損失は液体のせん断力であるから非常に小さく、荷重に比例するものの実用範囲内ではほぼ一定と見なせる。それに対し境界潤滑状態や金属接触が生じる混合潤滑状態では、その摩擦係数が非常に大きく、またクーロン・アモントンの法則に従い、荷重に比例して摩擦損失が増加する。これまでの技術である標準的な設計の円すいころ軸受や、前記のコーンセンタの意図的なずれで、ころ 53 を内輪大鏝 56 側へ押し付け早くころを落ち着かせる設計では、必然的に油膜の出来にくい極低速・高荷重条件でトルクが大きくなる傾向にある。

【0004】この発明の目的は、ころ端面と内輪大鏝間の滑り摩擦による摩擦損失を低減でき、油膜の出来にくい極低速・高荷重条件でトルクの低減が図れる円すいころ軸受を提供することである。この発明の他の目的は、コーンセンタをずらせながら、内輪の落ち着き性が維持されるようにすることである。この発明のさらに他の目的は、ピニオン軸を支持する軸受の鏝荷重を減少させ、ピニオン軸の回転トルクを低減できる自動車用デファレンシャルを提供することである。

【0005】

【課題を解決するための手段】この発明の円すいころ軸受は、内径面に円すい状の軌道面を有する外輪と、外径面に円すい状の軌道面を有し両端に鏝部を有する内輪と、これら内外輪の軌道面間に介在した円すいころとを備える円すいころ軸受において、前記円すいころの外径面のコーンセンタを、内輪の中心軸に対してその円すいころに近い方にずらせ、この内輪中心軸と前記円すいころのコーンセンタとのずれ量 ϵ の内輪内径 D に対する比 ϵ/D を、

$$0 < \epsilon/D < 0.0025$$

としたものである。この構成によると、次の作用が生じる。すなわち、円すいころは自らのコーンセンタと回転中心を一致させようとする性質を持つ。そのため、円すいころのコーンセンタを、上記のように内輪側へずらしておくことで、円すいころは、自らのコーンセンタを回転中心に一致させるために、くさびの狭い側へ入り込む方向に移動しようとする。その作用がころ端面と内輪大鏝間の接触力を小さくし、滑りによる摩擦損失を低減させる。この作用は油膜の出来にくい極低速・高荷重条件でより効果を見せる。この摩擦損失の低減は、ずれ量 ϵ の内輪内径 D に対する比 ϵ/D を上記の範囲とすることで、良好に得られることが実験により確認された。

【0006】この発明において、円すいころと内輪大鏝との、円すいころ軸方向の初期アキシャル隙間を、0.4mm よりも小さくすることが好ましい。このようにアキシャル隙間を標準値よりも小さくすることで、円すいこ

ろのコーンセンタをずらせながら、良好な内輪の落ち着き性が維持される。

【0007】この発明の自動車用デファレンシャルは、ドライブピニオンの設けられたピニオン軸を円すいころ軸受で支持し、前記ドライブピニオンの回転を、このピニオンに噛み合うギヤから入力して両側のサイドギヤに伝達する自動車用デファレンシャルにおいて、前記ピニオン軸を支持する円すいころ軸受に、この発明の上記い

【0008】

【発明の実施の形態】この発明の一実施形態を図1ないし図3に基づいて説明する。この円すいころ軸受は、内輪回転で使用される軸受であり、内径面に円すい状の転走面1aを有する外輪1と、外径面に円すい状の転走面2aする内輪2との間に、複数個の円すいころ3が、保持器4に保持された状態で介在している。内輪2は、小径端に小鍔5が、大径端に大鍔6がそれぞれ形成されている。円すいころ3は、外輪1の転走面1aおよび内輪2の転走面2aに外径面が沿う円すい状面の外径面を有する。

【0009】内外輪2、1間に介在する円すいころ3は、外径面のコーンセンタPを、内輪2の中心軸Oに対してこの円すいころ3に近い方にずらせる。この内輪中心軸OとコーンセンタPとのずれ量 ϵ は、このずれ量 ϵ の内輪内径Dに対する比 ϵ/D が、

$$0 < \epsilon/D < 0.0025$$

となる範囲とする。また、図3に示す円すいころ3と内輪大鍔6との、円すいころ軸方向の初期アキシヤル隙間 δ は、0.4mmよりも小さくする。

【0010】この構成の円すいころ軸受によると、次の作用が生じる。すなわち、円すいころ3は自らのコーンセンタPと回転中心を一致させようとする性質を持つ。そのため、円すいころ3のコーンセンタPを、上記のように内輪2側へずらしておくことで、円すいころ3は、自らのコーンセンタPを回転中心である内輪軸心Oに一致させるために、くさびの狭い側へ入り込む方向に移動しようとする。その作用がころ端面と内輪大鍔6間の接触力を小さくし、滑りによる摩擦損失を低減させる。この作用は、油膜の出来にくい極低速・高荷重条件でより効果を見せる。なお、滑り摩擦面が完全液体潤滑となれば、この実施形態も、この実施形態とは逆に、上記従来例として述べたようにコーンセンタを内輪から遠い方にずらせる場合も、液体のせん断力による損失のみとなり、大きな差はなくなる。

【0011】また、図9に示すコーンセンタPを回転中

心Oに一致させた標準軸受に対して、この発明のようにコーンセンタPをずらせるには、円すいころ3のテーパ角度、および内外輪2、1の転走面のテーパ角度を共に変える他に、図4に示すように、円すいころ3のテーパ角度 θ_w をそのままにして、内輪2の転走面のテーパ角度 θ を変えてコーンセンタPをずらせるようにしても良い。

【0012】つぎに、各実験例を説明する。

【実験例1】図1の例のようにコーンセンタPをずらせた円すいころ軸受において、そのずれ量 ϵ を、 $\epsilon/D = 0.0025$ とした場合と、このずれを無くした標準の $\epsilon/D = 0$ とした円すいころ軸受とのトルク測定データを図5に示す。同図から、 $\epsilon/D = 0.0025$ とした軸受の方が、油膜の出来にくい低速域でトルクが下がっていることがわかる。また、 ϵ/D を変化させた場合の回転トルクを図6に示す。同図から、 ϵ/D の値が0.0025以下の場合の低速トルクが小さいことが分かる。

【0013】【実験例2】ずれ量 ϵ を低速トルクが減少する方向へずらすと、その影響として円すいころ軸受の組立時の内輪落ち着き性が悪くなる。これは低速トルクを、円すいころ3が内輪大鍔6へ行きにくくすることにより実現させた結果のデメリットという側面である。円すいころ軸受では内輪落ち着き性は非常に重要な性質であるため、これを従来と同等にして低速トルクを低減する構成を次に示す。内輪落ち着きの測定結果を図7に示す。 ϵ/D を正の値にすると、内輪2が完全に落ち着くまでに多くの回転を要する。これを円すいころ3と内輪転走面のアキシヤル隙間を標準より小さくすることにより改善する。

【0014】図3と共に、適正な初期アキシヤル隙間 δ につき説明する。図3は誇張して表現されたものであるが、内輪2が完全に落ち着く点は、ころ大径端面と内輪大鍔6が接触した点Qである。すなわち初期のアキシヤル隙間 δ が小さければ、円すいころ3の移動量が少なくて済むため、落ち着きに要する回転回数も減少する。例えば図7の実験結果では、 $\epsilon/D = 0.0025$ の場合の内輪沈み込み量が、5回転で50 μ mであるため、初期アキシヤル隙間 δ が50 μ mであれば $\epsilon/D = 0.0025$ であっても、5回転で完全に落ち着くことができる。よって初期アキシヤル隙間 δ を標準よりも小さくし、かつ

$$0 < \epsilon/D < 0.0025$$

とした円すいころ軸受であれば、トルクを減少させ、かつ良好な内輪落ち着き性を有することができる。

【0015】図8はこの発明の円すいころ軸受を用いた自動車用デファレンシャルを示す。自動車用デファレンシャル30は、プロペラシャフトからなるピニオン軸31に設けられたドライブピニオン32の回転を、リングギヤ33、デファレンシャルケース34、一対のクラッ

チメンバー 35、36、およびピニオン 37、38 を介して左右のサイドギヤ 39、40 に伝達するものである。ドライブピニオン 32 の設けられたピニオン軸 31 は、複数の円すいころ軸受 41、42 を介してハウジング 45 に支持されている。サイドギヤ 39、40 は、ピニオン軸 45、46 に設けられており、ピニオン軸 45、46 は円すいころ軸受 43、44 を介してハウジング 45 に支持されている。前記プロペラシャフトからなるピニオン軸 31 を支持する軸受 41、42 に、この発明の円すいころ軸受（この例では図 1 の実施形態の軸受）が用いられている。サイドギヤ 39、40 のピニオン軸 45、46 を支持する軸受 43、44 にも、この発明の図 1 の例などの円すいころ軸受を用いても良い。

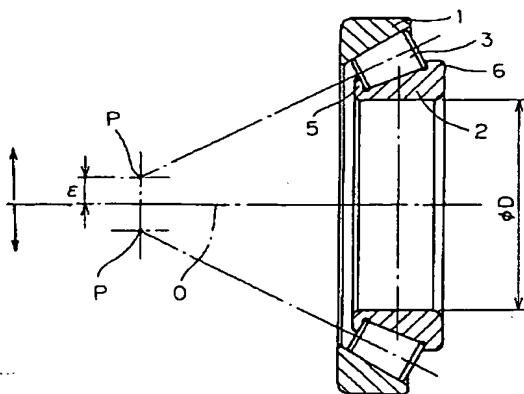
【0016】

【発明の効果】この発明の円すいころ軸受は、円すいころの外径面のコーンセンタを、内輪中心軸に対してその円すいころに近い方に所定量だけずらせたため、ころ端面と内輪大鍔間の滑り摩擦による摩擦損失を低減でき、油膜の出来にくい極低速・高荷重条件でトルクの低減が図れる。円すいころと内輪大鍔との、円すいころ軸方向の初期アキシャル隙間を、標準値 0.4mm よりも小さくした場合は、コーンセンタをずらせながら、内輪を落ち着き性が維持される。また、油圧パラメータ Λ を上記のように定めることで、実質的に油膜の形成され難い条件、極低速、高荷重条件で、上記の各作用、効果が有効に発揮される。また、この発明の自動車用デファレンシャルは、上記構成の円すいころ軸受を用いたため、この円すいころ軸受における前記の鍔荷重の低減、回転トルクの低減の作用が効果的に得られ、ピニオン軸の回転トルクを低減できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】この発明の一実施形態にかかる円すいころ軸受の断面図である。

【図 2】



【図 2】同円すいころ軸受の寸法関係の説明図である。

【図 3】同円すいころ軸受の初期アキシャル隙間の説明図である。

【図 4】この発明の他の実施形態にかかる円すいころ軸受の断面図である。

【図 5】コーンセンタのずれを有する軸受および有しない軸受についての回転数とトルクとの関係を示すグラフである。

【図 6】コーンセンタの各ずれ量を変化させた場合の低速回転トルクを示すグラフである。

【図 7】内輪落ち着きデータを示すグラフである。

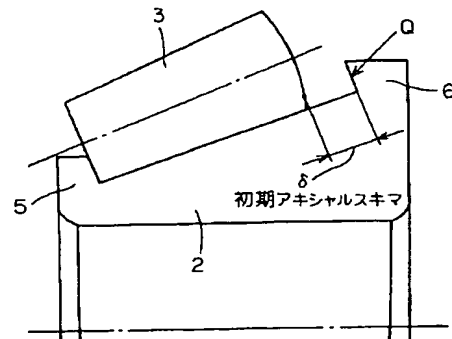
【図 8】この発明の一実施形態にかかる自動車用デファレンシャルの断面図である。

【図 9】従来の標準形式の円すいころ軸受の断面図である。

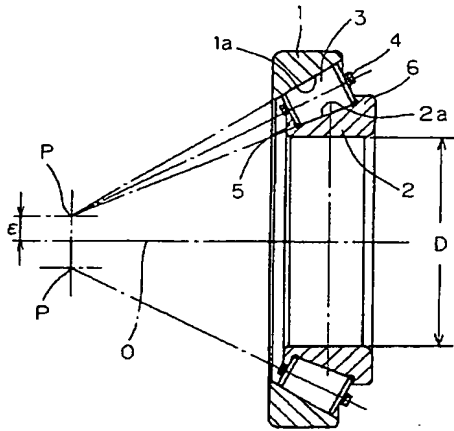
【符号の説明】

- 1…外輪
- 1a…転走面
- 2…内輪
- 2a…転走面
- 3…円すいころ
- 5…内輪小鍔
- 6…内輪大鍔
- 31…ピニオン軸
- 32…ドライブピニオン
- 33…リングギヤ（ギヤ）
- 39、40…サイドギヤ
- 41、42…円すいころ軸受
- D…内輪の内径
- O…内輪の中心軸
- P…コーンセンタ
- ε…ずれ量

【図 3】

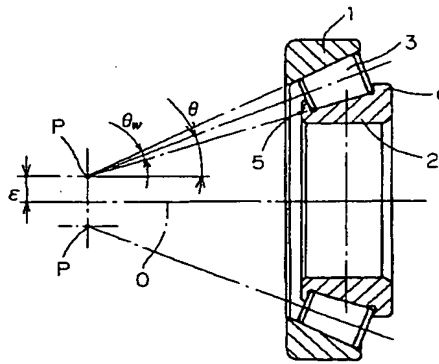


【図1】

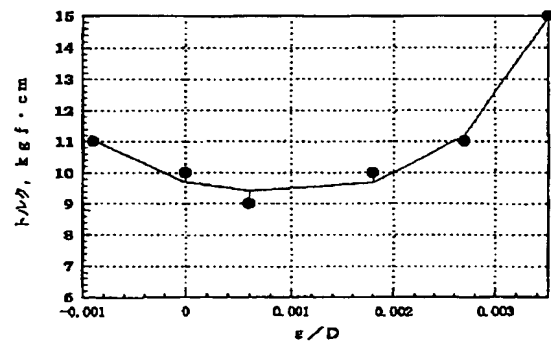


- 1:外輪
1a:転走面
2:内輪
2a:転走面
3:円すいころ
5:内輪小鋸
6:内輪大鋸
O:内輪の中心軸
P:コーンセンタ
 ϵ :ずれ量

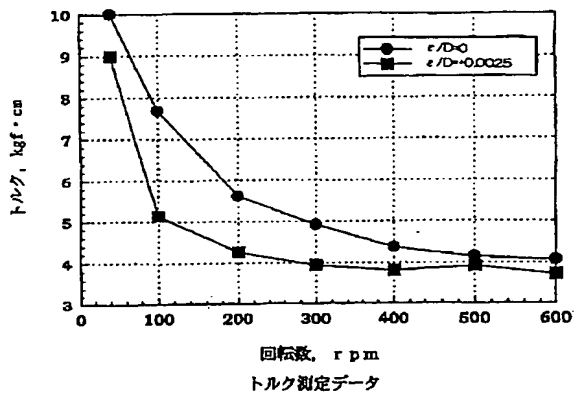
【図4】



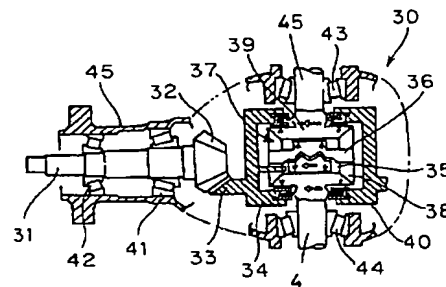
【図6】



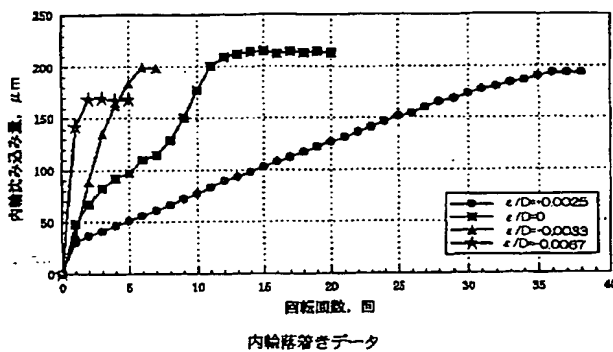
【図5】



【図8】



【図7】



(6)

特開 2000-192951

【図 9】

